МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ
MACHINE BUILDING AND MACHINE SCIENCE





УДК 621.822.17
https://doi.org/10.23947/2687-1653-2022-22-4-365-372

Научная статья



Исследование износостойкости подшипника скольжения с полимерным покрытием опорного кольца, имеющего канавку

В. В. Василенко, В. И. Кирищева, М. А. Мукутадзе ✉, В. Е. Шведова
Ростовский государственный университет путей сообщения, Российская Федерация, г. Ростов-на-Дону, пл. Ростовского Стрелкового Полка Народного Ополчения, д. 2
✉ murman1963@yandex.ru

Аннотация
Введение. В современных тяжелонагруженных узлах трения широко применяются металлополимерные подшипники с антифрикционными покрытиями, работающими в режиме граничного трения. Их успешное применение обеспечивается вязкоупругой деформацией этих покрытий под нагрузкой. Для перехода от граничного трения к жидкостному необходимо создать несущий гидродинамический клин. В настоящее время применение подшипников скольжения с полимерным покрытием опорного кольца, имеющего канавку, сдерживается отсутствием методики их расчета. Настоящая работа посвящена анализу модели движения микрополярного смазочного материала в рабочем зазоре радиального подшипника скольжения с нестандартным опорным профилем, имеющим на опорной поверхности фторопластсодержащее композиционное полимерное покрытие с канавкой. Цель исследования — установить зависимость устойчивого гидродинамического режима от ширины канавки на поверхности опорного профиля.
Материалы и методы. Трибологические испытания радиальных подшипников с нестандартным опорным профилем, имеющим на поверхности полимерное покрытие с канавкой, выполнялись на образцах в виде частичных вкладышей (колодок). С помощью уравнения движения смазочного материала, обладающего микрополярными реологическими свойствами, а также уравнения неразрывности получены новые математические модели, учитывающие ширину канавки, полимерное покрытие и нестандартный опорный профиль.
Результаты исследования. Достигнуто существенное расширение возможностей применения на практике расчетных моделей радиальных подшипников скольжения с конструктивными изменениями. Подшипники с полимерным покрытием с канавкой обеспечивают гидродинамический режим смазывания. Полученные результаты позволяют провести оценку эксплуатационных характеристик подшипника: величины гидродинамического давления, нагрузочной способности и коэффициента трения.
Обсуждение и заключения. Конструкция радиального подшипника с полимерным покрытием и канавкой шириной 3 мм на поверхности втулки обеспечила стабильное всплытие вала на гидродинамическом клине, что подтверждается экспериментальными исследованиями. Эксперименты проводились для подшипников скольжения диаметром 40 мм с канавкой шириной 1–8 мм, при скорости скольжения 0,3–3 м/с и нагрузке 4,8–24 МПа.

Ключевые слова: радиальный подшипник, повышение износостойкости, антифрикционное полимерное композиционное покрытие, канавка, гидродинамический режим, верификация, микрополярный смазочный материал, нестандартный опорный профиль.

Благодарности. Авторы выражают благодарность руководителю лаборатории кафедры «Теоретическая механика» академику Российской академии наук Колесникову Владимиру Ивановичу за помощь в проведении экспериментальных исследований.

Для цитирования: Исследование износостойкости подшипника скольжения с полимерным покрытием опорного кольца, имеющим канавку / В. В. Василенко, В. И. Кирищева, М. А. Мукутадзе, В. Е. Шведова // Advanced Engineering Research. — 2022. — Т. 22, № 4. — С. 365–372. https://doi.org/10.23947/2687-1653-2022-22-4-365-372

Original article

Investigation of the Wear Resistance of a Journal Bearing with Polymer-Coated Grooved Support Ring

Vladimir V. Vasilenko, Victoria I. Kirishchieva, Murman A. Mukutadze ✉, Valentina E. Shvedova
Rostov State Transport University, 2, Rostovskogo Strelkovogo Polka Narodnogo Opolcheniya Sq., Rostov-on-Don, Russian Federation
✉ murman1963@yandex.ru

Abstract
Introduction. In modern heavy-loaded friction units, metallopolymer coated bearings operating in the boundary friction mode are widely used. Their successful application is provided by the viscoelastic deformation of these coatings under load. To pass from boundary friction to liquid friction, it is required to create a bearing hydrodynamic wedge. Currently, the use of journal bearings with polymer-coated grooved support ring is hindered by the lack of a methodology for their calculation. This work analyzes a model of movement of a micropolar lubricant in the operating clearance of a journal bearing with a nonstandard support profile having a PTFE composite coating with a groove on the bearing surface. The study aims at establishing the dependence of the stable hydrodynamic regime on the width of the groove on the surface of the bearing profile.
Materials and Methods. Tribological tests of journal bearings with a nonstandard bearing profile having a polymer coating with a groove on the surface were carried out on samples in the form of partial bushes (blocks). Using the equation of movement of a lubricant with micropolar rheological properties, as well as the continuity equation, new mathematical models were obtained that took into account the width of the groove, polymer coating, and nonstandard bearing profile.
Results. A significant expansion of the applicability of design models of journal bearings with structural changes has been achieved. Polymer-coated bearings with a groove provided a hydrodynamic lubrication mode. The results obtained allowed us to evaluate the operational characteristics of the bearing: hydrodynamic pressure value, load capacity, and coefficient of friction.
Discussion and Conclusions. The design of polymer coated journal bearing and a groove 3 mm wide on the surface of the liner provided a stable ascent of the shaft on the hydrodynamic wedge, which was validated experimentally. The experiments were carried out for journal bearings with a diameter of 40 mm with a groove 1–8 mm wide, at a sliding speed of 0.3–3 m/s and a load of 4.8–24 MPa.

Keywords: journal bearing, increased wear resistance, antifriction polymer composite coating, groove, hydrodynamic mode, verification, micropolar lubricant, nonstandard bearing profile.

Acknowledgements. The authors would like to thank Vladimir I. Kolesnikov, Head of the laboratory of the Theoretical Mechanics Department, Don State Technical University, Academician of the Russian Academy of Sciences, for his assistance in conducting experimental research.

For citation. V. V. Vasilenko, V. I. Kirishchieva, M. A. Mukutadze, V. E. Shvedova. Investigation of the Wear Resistance of a Journal Bearing with Polymer-Coated Grooved Support Ring. Advanced Engineering Research, 2022, vol. 22, no. 4, pp. 365–372. https://doi.org/10.23947/2687-1653-2022-22-4-365-372

Введение. Вопросы обеспечения надежности машин и механизмов являются одними из основных в современной промышленности. Для увеличения ресурса технических устройств разрабатываются новые и совершенствуются уже имеющиеся технологии и методы расчета, повышающие износостойкость, экономические и эксплуатационные характеристики.

Известно, что наиболее частой причиной отказов узлов трения являются износ и неисправность, причем доля отказов доходит до 80 %. Исследования, проводимые в области узлов трения, предлагают применение новых антифрикционных покрытий, современных разновидностей материалов, оригинальных конструктивных особенностей узлов трения.

Изначально при расчетах и проектировании закладываются качества узлов трения, при этом методологии моделирования постоянно развиваются и совершенствуются [1–5]. Параметры, влияющие на узлы трения, постоянно изменяются в соответствии с условиями их работы и материалами, используемыми для получения защитного покрытия на контактных поверхностях [6–10]. При этом возникает потребность в новых методах для адекватного моделирования и экспериментальной проверки полученных моделей.

Из основных результатов работ [11–15] следует, что при образовании вторичных структур фрикционного переноса трибологических процессов в системе «железнодорожный путь — подвижной состав» при реализации технологий металлоплакирования снижается коэффициент трения, износ и улучшаются вибропоглощающие свойства. Установлено, что поперечная деформация твердого тела снижается на 1,5 % и позволяет снизить износ колесных пар и рельсов на непрямых участках, а также повысить тяговую мощность локомотива. При этом продольная деформация твердого тела увеличивается на 60,6 %.

Результаты исследований [16, 17] посвящены разработке математической модели радиальных подшипников скольжения конечной длины и демпферов с пористыми конструктивными элементами на поверхности подшипниковой втулки. Полученные результаты исследования позволяют увеличить несущую способность на 20–22 % и снизить коэффициент передачи демпфера на 15–17 %, а коэффициент трения на 13–15 %.

В работе[1] показано, что использование легкоплавкого покрытия на поверхности подшипниковой втулки в качестве дополнительного смазочного материала с учетом его реологических свойств и расплава покрытия, обладающих истинновязкими реологическими свойствами, увеличивает время работы подшипников в гидродинамическом режиме трения на 10–12 % и предотвращает аварийный недостаток смазочного материала [18].

Для установления рационального сочетания состава металлических сплавов для покрытий подвижных и неподвижных контактных поверхностей трибоузлов и типа смазочного материала в работах [19–21] разработаны расчетные модели, которые обеспечивают наиболее эффективный режим гидродинамического смазывания как в штатном, так и в аварийном режиме при «голодном смазывании». В результате установлено, что степень улучшения для нагрузочной способности составляет 26,2 %, для коэффициента трения — 12,8 %.

На основании вышеизложенного можно сделать вывод о необходимости разработки новых расчетных моделей подшипников, либо повышении точности уже имеющихся. Особенностью полученных авторами расчетных моделей подшипников скольжения является обобщение в едином блоке целого комплекса дополнительных факторов, рассматриваемых ранее только индивидуально.

Цель исследования — установление закономерностей устойчивого гидродинамического режима за счет ширины канавки на поверхности опорного профиля путем нанесения полимерного покрытия.

Постановка задачи. Изучается ламинарное течение микрополярной жидкости в зазоре радиального подшипника между цапфой и нестандартным опорным профилем, на котором находится полимерное покрытие с канавкой. При этом скорость вращения цапфы равняется Ω, а скорость втулки равняется нулю в условиях адиабатического процесса.

Движение микрополярной смазки задается общеизвестным уравнением в приближении «для тонкого слоя» и уравнением неразрывности:

$$(2\mu' + \kappa')\left(\frac{\partial^2 v_{\theta_i}}{\partial r'^2} + \frac{1}{r'}\frac{\partial v_{\theta_i}}{\partial r'}\right) = \frac{1}{r'}\frac{dp_i'}{d\theta} - \kappa'\,\frac{\partial' v_{r_i'}}{\partial r'};$$

$$\gamma'\left(\frac{\partial^2 \upsilon_i'}{\partial r'^2} + \frac{1}{r'}\frac{\partial \upsilon_i'}{\partial r'}\right) = \kappa'\upsilon_i' + \kappa'\frac{\partial v_{\theta_i}}{\partial r'}, \qquad \frac{\partial v_{r_i'}'}{\partial r'} + \frac{v_{r_i'}}{r'} + \frac{1}{r'}\frac{\partial v_{\theta_i}}{\partial \theta} = 0. \qquad (1)$$

В полярной системе координат (рис. 1) с полюсом в центре подшипниковой втулки уравнение контура цапфы, подшипниковой втулки с некруговым профилем опорной поверхности и подшипниковой втулки с нестандартным опорным профилем, на котором находится полимерное покрытие, зададим в виде:

$$r' = r_0(1+H); \quad r' = r_1 - a'\sin\omega\theta; \quad r' = r_1 - \tilde{h} - a'\sin\omega\theta. \qquad (2)$$

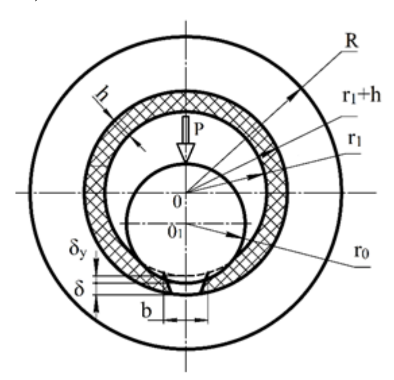


Рис. 1. Радиальный подшипник, имеющий на опорной поверхности полимерное покрытие с канавкой (рисунок авторов)

[1] Лагунов Е. О., Мукутадзе В. А. Радиальные подшипники скольжения, обусловленные расплавом // Труды IV Международной научно-технической конференции «ПРОМ-ИНЖИНИРИНГ». Челябинск : Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет). 2018. С. 56–62.

Общепринятые граничные условия с точностью до членов $O\left(\varepsilon^2\right)$:

$$v_\theta = 0; \quad v_{r'} = 0 \quad \text{при} \quad r' = r_1 - a'\sin\omega\theta; \quad \theta_1 < \theta < \theta_2;$$

$$v_\theta = 0, \quad v_{r'} = 0 \quad \text{при} \quad r' = r_1 - \tilde{h} - a'\sin\omega\theta; \quad 0 \le \theta \le \theta_1 \quad \text{и} \quad \theta_2 \le \theta \le 2\pi;$$

$$v_\theta = r_0\Omega; \; v'_{r'} = -\Omega e\sin\theta \quad \text{при} \quad r' = r_0 + e\cos\theta;$$

$$p(0) = p(\theta) = p_g. \tag{3}$$

Для того, чтобы сделать решение более простым, перейдем к безразмерным величинам:

$$r' = r_1 - \delta r; \quad \delta = r_1 - r_0; \quad r' = \left(r_1 - \tilde{h}\right) - \delta r;$$

$$\delta = \left(r_1 - \tilde{h}\right) - r_0; \quad v_{\theta_i} = \Omega r_0 v_i; \quad v_{r_i'} = \Omega\delta u;$$

$$p' = p^* p; \quad p^* = \frac{(2\mu+\kappa)\Omega r_0^2}{2\delta^2}; \quad \upsilon' = \upsilon; \quad \mu' = \mu; \quad \kappa' = \kappa; \quad \gamma' = \gamma;$$

$$N^2 = \frac{\kappa}{2\mu+\kappa}; \quad N_1 = \frac{2\mu l^2}{\delta^2\kappa}; \quad l^2 = \frac{\gamma}{4\mu}. \tag{4}$$

При учете (4), уравнения (1) и (3) преобразуются в систему безразмерных уравнений с соответствующими граничными условиями, но следует учитывать условие постоянства расхода смазочного материала:

$$\frac{\partial^2 u_i}{\partial r^2} + N^2\frac{\partial \upsilon_i}{\partial r} = e^{-\alpha p}\frac{dp_i}{d\theta}; \qquad \frac{\partial^2 \upsilon_i}{\partial r^2} = \frac{\upsilon_i}{N_1} + \frac{1}{N_1}\frac{du_i}{dr}; \qquad \frac{\partial u_i}{\partial\theta} + \frac{\partial v_i}{\partial r} = 0; \tag{5}$$

$$v = 1; \quad u = -\eta\sin\theta; \quad \upsilon = 0 \;\; \text{при} \;\; r = 1 - \eta\cos\theta;$$

$$v = 0; \quad u = 0; \quad \upsilon = 0 \;\; \text{при} \;\; r = \eta_1\sin\omega\theta; \quad \theta_1 \le \theta \le \theta_2;$$

$$v = v^*(\theta); \quad u = u^*(\theta); \quad \upsilon = 0 \;\; \text{при} \quad r = \eta_2 + \eta_1\sin\omega\theta; \quad 0 \le \theta \le \theta_1 \;\; \text{и} \;\; \theta_2 \le \theta \le 2\pi;$$

$$p(0) = p(\theta_1) = p(\theta_2) = p(2\pi) = \frac{p_g}{p^*}, \tag{6}$$

где $\eta = \dfrac{e}{\delta}; \quad \eta_1 = \dfrac{a'}{\delta}; \quad \eta_2 = \dfrac{\tilde{h}}{\delta}.$

Решение задачи (5) с учетом граничных условий (6) ищем по известному методу [20, 21] в виде:

$$v_i = \frac{\partial\psi_i}{\partial r} + V_i(r,\theta); \quad u_i = -\frac{\partial\psi_i}{\partial\theta} + U_i(r,\theta);$$

$$\psi_i(r,\theta) = \tilde{\psi}(\xi_i); \quad \xi_2 = \frac{r}{h(\theta)} \;\; \text{при} \;\; \theta_1 \le \theta \le \theta_2;$$

$$V_i(r,\theta) = \tilde{v}_i(\xi_i); \quad U_i(r,\theta) = -\tilde{u}_i(\xi_i)\cdot h'(\theta);$$

$$\xi_{1,3} = \frac{r-\eta_2}{h(\theta)-\eta_2} \;\; \text{при} \; 0 \le \theta \le \theta_1 \;\; \text{и} \;\; \theta_2 \le \theta \le 2\pi, \tag{7}$$

где $h(\theta) = 1 - \eta\cos\theta - \eta_1\sin\omega\theta$.

Для гидродинамического давления и поля скоростей получим следующие аналитические выражения:

$$\tilde{\psi}_i'(\xi_i) = a_1\frac{\xi_i}{2}(\xi_1 - 1), \quad \tilde{u}_i(\xi_i) = b_1\frac{\xi_i^2}{2} - \frac{N^2}{2N_1}\left(\frac{\xi_1^3}{3} - \frac{\xi_1^2}{2}\right) - \left(\frac{N^2}{12N_1} + \frac{b_1}{2} + 1\right)\xi_1;$$

$$p_1 = \frac{p_g}{p^*} + 6\left(1 + \alpha\frac{p_g}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2}\left(\frac{p_g}{p^*}\right)^2\right)\left(-\tilde{\eta}\sin\theta + \frac{\tilde{\eta}_1}{\omega}(\cos\omega\theta - 1) + \frac{\tilde{\eta}_1\theta}{2\pi\omega}(\cos 2\pi\omega - 1)\right);$$

$$\tilde{\psi}_2'(\xi_2) = a_2\frac{\xi_2}{2}(\xi_2 - 1), \quad \tilde{u}_2(\xi_2) = b_2\frac{\xi_2^2}{2} - \frac{N^2}{2N_1}\left(\frac{\xi_2^3}{3} - \frac{\xi_2^2}{2}\right) - \left(\frac{N^2}{12N_1} + \frac{b_2}{2} + 1\right)\xi_2 + 1;$$

$$p_2 = \frac{p_g}{p^*} + 6\left(1 + \alpha\frac{p_g}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2}\left(\frac{p_g}{p^*}\right)^2\right)\left[(\theta - \theta_1)\left(\frac{\theta_1^2}{4\pi^2} - \left(1 - \frac{5\theta_1}{2\pi}\right)\left(\frac{\eta_1}{2\pi\omega}(\cos 2\pi\omega - \cos\omega\theta_1) + \right.\right.\right.$$

$$+\frac{\eta}{2\pi}\sin\theta_1\Bigg)\Bigg)+\left(1-\frac{3\theta_1^2}{4\pi^2}\right)\left(\frac{\eta_1}{\omega}\left(\cos\omega\theta-\cos\omega\theta_1\right)+\eta\left(\sin\theta-\sin\theta_1\right)\right)\Bigg];$$

$$\tilde{\psi}_3'\left(\xi_3\right)=a_3\frac{\xi_3}{2}\left(\xi_3-1\right),\quad \tilde{u}_3\left(\xi_3\right)=b_3\frac{\xi_3^2}{2}-\frac{N^2}{2N_1}\left(\frac{\xi_3^3}{3}-\frac{\xi_3^2}{2}\right)-\left(\frac{N^2}{12N_1}+\frac{b_3}{2}+1\right)\xi_3+1;$$

$$p_3=\frac{p_g}{p^*}+6\left(1+\alpha\frac{p_g}{p^*}-\frac{\alpha^2}{2}\left(\frac{p_g}{p^*}\right)^2\right)\Bigg[\left(\theta-\theta_2\right)\Bigg(\frac{\theta_2^2}{4\pi^2}-\left(1-\frac{5\theta_2}{2\pi}\right)\Bigg(\frac{\tilde{\eta}_1}{2\pi\omega}\left(\cos2\pi\omega-\cos\omega\theta_2\right)-$$

$$-\frac{\tilde{\eta}}{2\pi}\sin\theta_2\Bigg)\Bigg)+\left(1-\frac{3\theta_2^2}{4\pi^2}\right)\left(\frac{\tilde{\eta}_1}{\omega}\left(\cos\omega\theta-\cos\omega\theta_2\right)+\tilde{\eta}\left(\sin\theta-\sin\theta_2\right)\right)\Bigg].\qquad(8)$$

Определяя несущую способность и силу трения используем следующие формулы:

$$R_x=\frac{6\left(\mu+\kappa\right)\omega r_0^3}{2\delta^2}\left[\int_0^{\theta_1}p_1\cos\theta d\theta+\int_{\theta_1}^{\theta_2}p_2\cos\theta d\theta+\int_{\theta_2}^{2\pi}p_3\cos\theta d\theta\right].$$

$$R_y=\frac{6\left(\mu+\kappa\right)\omega r_0^3}{2\delta^2}\left[\int_0^{\theta_1}p_1\sin\theta d\theta+\int_{\theta_1}^{\theta_2}p_2\sin\theta d\theta+\int_{\theta_2}^{2\pi}p_3\sin\theta d\theta\right].$$

$$L_{\text{тр}}=\left(\mu+\kappa\right)\Omega r_0^2\Bigg[\int_0^{\theta_1}\left(\frac{\tilde{\psi}_1''(0)}{\left(h(0)-\eta_2\right)^2}+\frac{\tilde{v}_1'(0)}{\left(h(0)-\eta_2\right)}\right)d\theta+\int_{\theta_1}^{\theta_2}\left(\frac{\tilde{\psi}_2''(0)}{h^2(0)}+\frac{\tilde{v}_2'(0)}{h(0)}\right)d\theta+$$

$$+\int_{\theta_2}^{2\pi}\left(\frac{\tilde{\psi}_3''(0)}{\left(h(0)-\eta_2\right)^2}+\frac{\tilde{v}_3'(0)}{\left(h(0)-\eta_2\right)}\right)d\theta\Bigg].\qquad(9)$$

Численный анализ (9) был проведен при следующих диапазонах значений: $(\theta_2-\theta_1)$ = 5,74–22,92 (ширина канавки), d = 40 мм; V = 0,3–3 м/с; σ = 4,8–24 МПа; μ_0 = 0,0707–0,0076 Н·с/м^2 (масло МС-20).

Проведение эксперимента. Экспериментальное исследование состоит из:

1) верификации разработанной расчетной модели;

2) комплекса экспериментальных исследований подшипника с новой разработанной конструкцией опорной поверхности подшипниковой втулки.

Эксперимент был проведен на модернизированной машине трения ИИ 5018 с использованием образцов в виде частичных вкладышей. Колодки вырезались из кольцевой заготовки по центральному углу, равному 60 °. На их рабочие поверхности наносились полимерные покрытия и канавки вдоль оси трибосопряжения на глубину покрытия. Кроме того, колодки имели отверстия для термопар.

Результаты исследования. В результате теоретического исследования установлено, что несущая способность подшипника скольжения с полимерным покрытием поверхности подшипниковой втулки, содержащим канавку, а также адаптированным к условиям трения профилем опорной поверхности, была повышена на 8–9 %, а коэффициент трения снижен на 7–8 % (таблица 1).

Таблица 1

Результаты теоретического исследования поверхности опорного кольца с фторопластсодержащим композиционным полимерным покрытием

№	σ, МПа	Коэффициент трения				
		1	2	3	4	5
1	4,8	0,00815	0,01982	0,01781	0,01056	0,00363
2	9,6	0,00614	0,01493	0,01342	0,007958	0,0027354
3	14,4	0,00413	0,01005	0,00903	0,005356	0,0018408
4	19,2	0,00212	0,00516	0,00464	0,002754	0,0009462
5	24	0,00011	0,000281	0,000253	0,0001497	0,0000516

В результате экспериментального исследования после двухминутной переработки был получен устойчивый гидродинамический режим. Нагрузка увеличивалась в пять раз с одинаковым интервалом (таблица 2).

Таблица 2

Результаты экспериментального исследования поверхности опорного кольца с фторопластсодержащим композиционным полимерным покрытием

№ п/п	Режим		Результаты теоретического исследования		Результаты экспериментального исследования		Погрешность, %	
	σ, МПа	*V*, м/с	Покрытие из полимера	Покрытие, содержащее канавку	Покрытие из полимера	Покрытие, содержащее канавку		
1	4,8	0,3	0,0160	0,0142	0,0184	0,0159	5–12	6–13
2	9,6	0,3	0,0105	0,0088	0,0119	0,0064		
3	14,4	0,3	0,0085	0,0066	0,0098	0,0078		
4	19,2	0,3	0,00100	0,0076	0,0122	0,0097		
5	24	0,3	0,0140	0,0109	0,0152	0,0123		

Результаты исследования подтверждают эффективность разработанных теоретических моделей и доказывают преимущество исследованных подшипников скольжения перед существующими за счет повышения нагрузочной способности и снижения коэффициента трения.

Обсуждение и заключения. Теоретическим исследованием определено необходимое сечение маслоподдерживающих канавок для выхода в режим гидродинамического смазывания при заданной нагрузке. Затем, после установления параметров канавок, разработана расчетная модель, описывающая работу подшипника в гидродинамическом режиме для микрополярного смазочного материала, учитывающая адаптированный к условиям трения опорный профиль.

В исследуемой конструкции при вращении вала в канавке возникает циркуляционное движение смазочного материала. Возникающая при этом сила приподнимает вал и в появившемся зазоре образуется гидродинамический клин.

В соответствии с поставленной целью обоснована общая методика экспериментальных исследований как по классическим однофакторным, так и по полнофакторным планам.

Выводы.

1. В результате исследования достигнуто существенное расширение возможностей применения на практике расчетных моделей радиального подшипника скольжения с полимерным покрытием, имеющим канавку, позволяющих провести оценку эксплуатационных характеристик: величины гидродинамического давления, нагрузочной способности и коэффициента трения.

2. Применение исследованных радиальных подшипников скольжения с канавкой шириной 3 мм значительно повышает их нагрузочную способность (на 8–9 %) и снижает коэффициент трения (на 7–8 %).

3. Конструкция радиального подшипника с полимерным покрытием и канавкой шириной 3 мм обеспечивает стабильное всплытие вала на гидродинамическом клине.

Условные обозначения

$v_{r_i'}$, v_{θ_i} — компоненты вектора скорости смазочной среды; υ_i' — скорость частиц в микрополярной среде; $H=\varepsilon\cos\theta-\frac{1}{2}\varepsilon^2\sin^2\theta+\ldots$, $\varepsilon=\frac{e}{r_0}$, r_0 — радиус вала; r_1 — радиус подшипниковой втулки; $\tilde{h}$ — высота канавки; e — эксцентриситет; ε — относительный эксцентриситет; $\eta=\frac{e}{\delta}$ — конструктивный параметр подшипника со стандартным опорным профилем; $\eta_1=\frac{a'}{\delta}$ — конструктивный параметр подшипника с адаптированным профилем; $\eta_2=\frac{\tilde{h}}{\delta}$ — конструктивный параметр, характеризующий канавку; p_g — давление на торцах интервала; θ_1 и θ_2 — соответственно угловые координаты канавки; $u^*(\theta)$ и $v^*(\theta)$ — известные функции, обусловленные наличием полимерного покрытия на поверхности подшипниковой втулки.

Список литературы

1. Polyakov, R. The Method of Long-Life Calculation for a Friction Couple “Rotor – Hybrid Bearing” / R. Polyakov, L. Savin // Proc. 7th Int. Conf. on Coupled Problems in Science and Engineering, Coupled Problems. — Rhodes Island : International Center for Numerical Methods in Engineering. — 2017. — P. 433–440.

2. Поляков, Р. Н. Математическая модель бесконтактного пальчикового уплотнения с активным управлением зазором / Р. Н. Поляков, Л. А. Савин, А. В. Внуков // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. — 2018. — № 1 (327). — С. 66–71.

3. Predictive Analysis of Rotor Machines Fluid-Film Bearings Operability / R. Polyakov, S. Majorov, I. Kudryavcev, N. Krupenin // Vibroengineering PROCEDIA. — 2020. — Vol. 30. — P. 61–67. http://dx.doi.org/10.21595/vp.2020.21379

4. Исследование вязкоупругих и адгезионно-прочностных свойств и разработка эффективных вибропоглощающих композиционных полимерных материалов и покрытий машиностроительного назначения / С. С. Негматов, Н. С. Абед, Р. Х. Саидахмедов [и др.] // Пластические массы. — 2020. — № 7–8. — С. 32–36. https://doi.org/10.35164/0554-2901-2020-7-8-32-36

5. Application of Artificial Neural Networks to Diagnostics of Fluid-Film Bearing Lubrication / E. P. Kornaeva, A. V. Kornaev, Yu. N. Kazakov, R. N. Polyakov // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. — 2020. — Vol. 734. — Art. 012154. http://dx.doi.org/10.1088/1757-899X/734/1/012154

6. Shutin, D. V. Active Hybrid Bearings as Mean for Improving Stability and Diagnostics of Heavy Rotors of Power Generating Machinery / D. V. Shutin, R. N. Polyakov // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. — 2020. — Vol. 862. — Art. 032098. 10.1088/1757-899X/862/3/032098

7. Analysis of Factors Affecting the Strength of Fixed Bonds Assembled Using Metal-Polymer Compositions / V. E. Zinoviev, P. V. Kharlamov, N. V. Zinoviev, R. A. Kornienko // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. — 2020. — Vol. 900. — Art. 012009. 10.1088/1757-899X/900/1/012009

8. Харламов, П. В. Мониторинг изменений упруго-диссипативных характеристик для решения задач по исследованию трибологических процессов в системе «железнодорожный путь – подвижной состав» / П. В. Харламов // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. — 2021. — № 1 (81). — С. 122–129. https://doi.org/10.46973/0201-727X_2021_1_122

9. Глушко, С. П. Исследование технологии электроискрового нанесения покрытий, легирования и упрочнения / С. П. Глушко // Advanced Engineering Research. — 2021. — Т. 21, № 3. — С. 253–59. — https://doi.org/10.23947/2687-1653-2021-21-3-253-259

10. Формирование качества поверхностного слоя при абразивной обработке полимеркомпозитных материалов / М. А. Тамаркин, Э. Э. Тищенко, А. В. Верченко, В. М. Троицкий // Advanced Engineering Research. — 2020. — Т. 20, № 3. — С. 235–242. https://doi.org/10.23947/2687-1653-2020-20-3-235-242

11. Харламов, П. В. Применение физико-химического подхода для изучения механизма образования вторичных структур фрикционного переноса на поверхности контртела / П. В. Харламов // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. — 2021. — № 3 (83). — С. 37–45. https://doi.org/10.46973/0201-727X_2021_3_37

12. Харламов, П. В. Исследование образования вторичных структур фрикционного переноса на поверхности стальных образцов при реализации технологии металлоплакирования / П. В. Харламов // Сборка в машиностроении, приборостроении. — 2021. — № 12. — С. 556–560. https://doi.org/10.36652/0202-3350-2021-22-12-556-560

13. Металлоплакирование рабочих поверхностей трения пары «колесо – рельс» / В. В. Шаповалов, Ю. Ф. Мигаль, А. Л. Озябкин [и др.] // Трение и износ. — 2020. — Т. 41, № 4. — С. 464–474. https://doi.org/10.32864/0202-4977-2020-41-4-464-474

14. Повышение эффективности фрикционной системы «колесо – рельс» / В. В. Шаповалов, П. Н. Щербак, В. М. Богданов [и др.] // Вестник научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. — 2019. — Т. 78, № 3. — С. 177–182. https://doi.org/10.21780/2223-9731-2019-78-3-177-182

15. Improving the Efficiency of the Path-Rolling Stock System Based on the Implementation of Anisotropic Frictional Bonds / V. V. Shapovalov, V. I. Kolesnikov, P. V. Kharlamov [et al.] // IOP Conference Series : Materials Science and Engineering. — 2020. — Vol. 900. — Art. 012011. 10.1088/1757-899X/900/1/012011

16. Kolesnikov, I. V. Ways of Increasing Wear Resistance and Damping Properties of Radial Bearings with Forced Lubricant Supply: ICIE 2018 / I. V. Kolesnikov, A. M. Mukutadze, V. V. Avilov // In: Proc. 4th Int. Conf. on Industrial Engineering. — 2019. — P. 1049–1062. http://dx.doi.org/10.1007/978-3-319-95630-5_110

17. Демпфер с пористым элементом для подшипниковых опор / К. С. Ахвердиев, А. М. Мукутадзе, Н. С. Задорожная, Б. М. Флек // Трение и износ. — 2016. — Т. 37, № 4. — С. 502–509.

18. Гидродинамический расчет радиального подшипника, смазываемого расплавом легкоплавкого покрытия при наличии смазочного материала / К. С. Ахвердиев, М. А. Мукутадзе, Е. О. Лагунова, В. В. Василенко // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. — 2017. — № 2 (66). — С. 129–135.

19. Mathematical Model for a Lubricant in a Sliding Bearing with a Fusible Coating in Terms of Viscosity Depending on Pressure under an Incomplete Filling of a Working Gap / D. U. Khasyanova, M. A. Mukutadze, A. M. Mukutadze, N. S. Zadorozhnaya // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. — 2021. — Vol. 50. — P. 405–411. 10.3103/S1052618821050083

20. Mukutadze, M. A. Mathematical Model of a Lubricant in a Bearing with a Fusible Coating on the Pilot and Irregular Slider Profile / M. A. Mukutadze, E. O. Lagunova // In: Proc. 7th Int. Conf. on Industrial Engineering (ICIE 2021). — 2022. — P. 834–840. https://doi.org/10.1007/978-3-030-85233-7_97

21. Хасьянова, Д. У. Повышение износостойкости радиального подшипника скольжения, смазываемого микрополярными смазочными материалами и расплавами металлического покрытия / Д. У. Хасьянова, М. А. Мукутадзе // Проблемы машиностроения и надежности машин. — 2022. — № 4. — С. 46–53. https://doi.org/10.31857/S0235711922040101

Поступила в редакцию 08.10.2022.
Поступила после рецензирования 07.11.2022.
Принята к публикации 07.11.2022.

Об авторах:

Василенко Владимир Владимирович, начальник учебной части, преподаватель кафедры «Железнодорожные войска», заместитель начальника Военного учебного центра при «Ростовский государственный университет путей сообщения» (344038, г. Ростов-на-Дону, пл. Ростовского Стрелкового Полка Народного Ополчения, д. 2), ORCID, vvv_voen@rgups.ru

Кирищиева Виктория Игоревна, аспирант кафедры «Высшая математика» Ростовского государственного университета путей сообщения (344038, г. Ростов-на-Дону, пл. Ростовского Стрелкового Полка Народного Ополчения, д. 2), ORCID, Milaya_vika@list.ru

Мукутадзе Мурман Александрович, заведующий кафедрой «Высшая математика» Ростовского государственного университета путей сообщения (344038, г. Ростов-на-Дону, пл. Ростовского Стрелкового Полка Народного Ополчения, д. 2), доктор технических наук, профессор, ScopusID, ORCID, murman1963@yandex.ru

Шведова Валентина Евгеньевна, аспирант кафедры «Высшая математика» Ростовского государственного университета путей сообщения (344038, г. Ростов-на-Дону, пл. Ростовского Стрелкового Полка Народного Ополчения, д. 2), ORCID, Shvedovavalya@yandex.ru

Заявленный вклад соавторов:

В. В. Василенко — формирование основной концепции, цели и задачи исследования. В. И. Кирищиева — проведение эксперимента, формирование выводов. М. А. Мукутадзе — научное руководство, анализ результатов исследований, доработка текста, корректировка выводов. В. Е. Шведова — проведение расчетов, подготовка текста.

Конфликт интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Все авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.